

AD

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-239943

(43)Date of publication of application : 04.09.2001

(51)Int.CI.

B62D 1/10
F16F 15/02

(21)Application number : 2000-053356

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD
TOKAI RUBBER IND LTD

(22)Date of filing : 29.02.2000

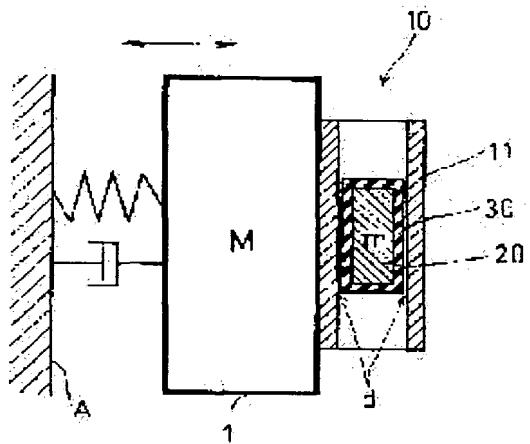
(72)Inventor : OKAMURA KENGO
SUNAMI KEIICHI
NIRE TORU
MIZACHI KAZUTO
KATO RENTARO
HASEGAWA KOICHI

(54) VIBRATION DAMPER OF STEERING WHEEL

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a vibration damper of a steering wheel capable of easily reducing a dispersion in mass production and capable of effectively damping steering vibration by a weight of relatively small mass.

SOLUTION: This vibration damper of the steering wheel is composed of a housing 11 being a cylindrical body formed of a rigid material by having an inside space and being fixed to the steering wheel 1 by setting the axis almost parallel to a steering shaft, an elastic body 30 nonadhesively inserted into the inside space of the housing 11 by having clearance in the vibrating direction of the housing 11, and the weight 20 integrally supported by the elastic body 30 so as not to touch the housing 11.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.09.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-239943

(P2001-239943A)

(43)公開日 平成13年9月4日(2001.9.4)

(51)Int.Cl.⁷

B 6 2 D 1/10
F 1 6 F 15/02

識別記号

F I

テ-マコト(参考)

B 6 2 D 1/10
F 1 6 F 15/02

3 D 0 3 0
C 3 J 0 4 8

審査請求 有 請求項の数4 O L (全6頁)

(21)出願番号

特願2000-53356(P2000-53356)

(22)出願日

平成12年2月29日(2000.2.29)

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(71)出願人 000219602

東海ゴム工業株式会社

愛知県小牧市東三丁目1番地

(72)発明者 岡村 健吾

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(74)代理人 100067840

弁理士 江原 望 (外2名)

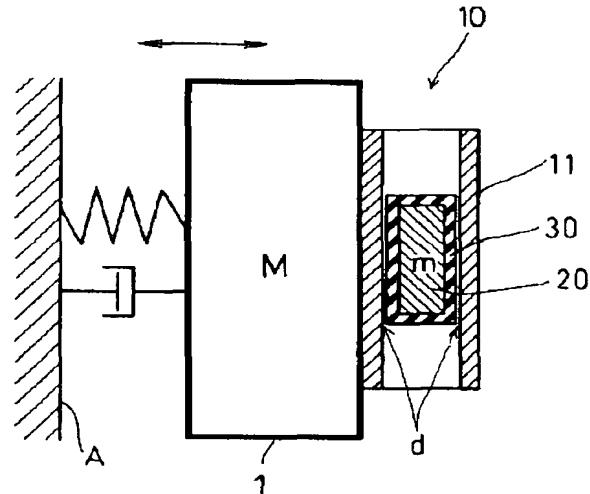
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ステアリングホイールの制振装置

(57)【要約】

【課題】 量産ばらつきを容易に低減でき比較的小さな質量の重錘でステアリング振動を有効に減衰することができるステアリングホイールの制振装置を供する。

【解決手段】 内部空間を有して剛性材より形成された筒体であってその軸線をステアリング軸と略平行にしてステアリングホイール1に固定されるハウジング11と、該ハウジング11の前記内部空間にハウジング11の振動方向に対して隙間を有して非接着で挿入された弾性体30と、ハウジング11に触れないよう弾性体30に一体に支持された重錘20とから構成されたステアリングホイールの制振装置。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内部空間を有して剛性材より形成された筒体であってその軸線をステアリング軸と略平行にしてステアリングホイールに固定されるハウジングと、該ハウジングの前記内部空間に前記ハウジングの振動方向に対して隙間を有して非接着で挿入された弾性体と、前記ハウジングに触れないように前記弾性体に一体に支持された重錐とから構成されたことを特徴とするステアリングホイールの制振装置。

【請求項2】 前記重錐が複数設けられたことを特徴とする請求項1記載のステアリングホイールの制振装置。

【請求項3】 前記重錐を一体に支持する弾性体が複数設けられたことを特徴とする請求項1記載のステアリングホイールの制振装置。

【請求項4】 前記弾性体と前記重錐とでダイナミックダンパーを形成したことを特徴とする請求項1から請求項3までのいずれかの項記載のステアリングホイールの制振装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、走行時及びアイドリング時のステアリング振動を低減する制振装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 この種の制振装置としては、ダイナミックダンパーをステアリングホイールに適用した例（特開平8-127347号公報）が知られている。これは重錐と同重錐を覆うゴム弾性体をばねとする共振系によりステアリングホイールの振動を低減しようとするものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしダイナミックダンパーは、弾性体のばね定数と重錐の重量により制振する振動周波数がある程度特定されるため、この共振周波数の量産ばらつきの管理が容易ではない。

【0004】 また車両のステアリングホイールの振動を十分有効に低減しようとすると、比較的大きな質量の重錐が必要であり、実際にステアリングホイールに適用するのは困難であった。

【0005】 本発明は斯かる点に鑑みなされたもので、その目的とする処は量産ばらつきを容易に低減でき比較的小さな質量の重錐でステアリング振動を有効に減衰することができるステアリングホイールの制振装置を供する点にある。

【課題を解決するための手段及び作用効果】 上記目的を達成するために、本発明は、内部空間を有して剛性材より形成された筒体であってその軸線をステアリング軸と略平行にしてステアリングホイールに固定されるハウジングと、該ハウジングの前記内部空間に前記ハウジングの振動方向に対して隙間を有して非接着で挿入された弾

性体と、前記ハウジングに触れないように前記弾性体に一体に支持された重錐とから構成されたステアリングホイールの制振装置とした。

【0006】 筒体の軸線をステアリング軸と略平行にしてハウジングがステアリングホイールに固定され、同ハウジングの内部空間にハウジングの振動方向に対して隙間を有して非接着で弾性体が挿入される構造により、ステアリングホイールのステアリング軸に垂直な方向の振動に対して弾性体がハウジングの内面に当接し、その際の滑り摩擦及び衝突によるエネルギー損失に基づいて減衰性が得られるので、周波数の異なる複数の共振に対しても振動減衰効果を得ることができる。

【0007】 そのためダイナミックダンパーのように共振周波数の厳密な設定が不要で量産ばらつきを低減できるとともに、比較的小さな質量の重錐で有効に振動減衰効果を得られてステアリングホイールに容易に適用できる。

【0008】 請求項2記載の発明は、請求項1記載のステアリングホイールの制振装置において、前記重錐が複数設けられたことを特徴とする。

【0009】 重錐が1個のものと比較して重錐全体の質量が同じであっても、より振動を減衰するとともに重錐の配置レイアウトの自由度が向上する。

【0010】 請求項3記載の発明は、請求項1記載のステアリングホイールの制振装置において、前記重錐を一体に支持する弾性体が複数設けられたことを特徴とする。

【0011】 重錐を一体に支持する弾性体のそれぞれが小さく配置レイアウト及びハウジングの形状の自由度が高い。

【0012】 請求項4記載の発明は、請求項1から請求項3までのいずれかの項記載のステアリングホイールの制振装置において、前記弾性体と前記重錐とでダイナミックダンパーを形成したことを特徴とする。

【0013】 周波数の異なる複数の共振に対して概ね振動減衰効果を得ることができるとともに、特に振動減衰を必要とする特定周波数についてダイナミックダンパーが振動を減衰させることができ、幅広い周波数領域においてより効果的に振動を減衰させることができる。

【0014】

【発明の実施の形態】 以下本発明に係る一実施の形態について図1ないし図6に基づいて説明する。図1は車両のステアリングホイール1を正面から見た図であり、ステアリングホイール1に取り付けられた本制振装置10の配置状態を示している。

【0015】 ステアリングホイール1の略中央において制振装置10の正面視で左右に長尺の略長円形をしたハウジング11がステアリングボスプレート2に固定されている。図1においてステアリングホイール1を正面に見て直進状態で左右方向をY軸方向、上下方向をZ軸方向、

紙面に垂直な方向（ステアリング軸方向）をX軸方向とする。

【0016】制振装置10を、図2及び図3に示す。ハウジング11は、剛性材で形成され、2つの円筒を軸線を平行にして左右（Y軸方向）に配して接合したような正面視で略長円形状をした筒体12と、筒体12の左右2つの円柱状内部空間12a、12aの一方の開口を一体に塞ぐ底壁13と、筒体の他方の端面に被せられ円柱状内部空間12a、12aの他方の開口を閉塞する平板状の蓋部材14とかなる。

【0017】ハウジング11の筒体12の左右端隅部からは左右一対のプラケット15、15が同方向（Z軸方向）延出しており、各プラケット15、15にステアリングボスプレート2にボルトにより固着するための取付孔15a、15aが穿設されている。

【0018】このハウジング11の左右2つの円柱状内部空間12a、12aに、円柱体である重錐20を弾性体30が覆ったものがそれぞれ挿入されている。弾性体30は、円柱体の重錐20の外周面及び両端面を中央の一部を除いて被覆しており、重錐20自体は筒体12に直接接することはない。円柱状内部空間12aの内周面と弾性体30の外周面との間には隙間dが形成されている。

【0019】重錐20は鋼鉄製であるが、素材としては鋼鉄に限らず密度の高い種々のものが考えられる。弾性体30は、ゴムや樹脂あるいはこれを主成分とした弾性発泡体等から形成され、高比重ゴム等が適しており、表面は滑らかな平面ないし曲面を有しているが、凹凸形状を有していてもよい。

【0020】かかる制振装置10が図1に示す姿勢でステアリングホイール1に取り付けられる。ステアリングボスプレート2に固定されるハウジング11の2つの円柱状内部空間12a、12aに挿入された弾性体30は、YZ平面に平行な方向すなわちステアリング軸（X軸）に垂直な振動方向に隙間dを有する。

【0021】以上のステアリングホイール1と制振装置10の振動系の構造の模式図を図4に示す。車体フレームなどの振動源Aに振動伝達部材であるステアリングホイール1が取り付けられる主振動系において、ステアリングホイール1に本制振装置10が副振動系として設けられている。

【0022】副振動系のハウジング11が主振動系のステアリングホイール1（質量M）に一体に固着され、副振動系においてハウジング11と重錐20（質量m）を覆う弾性体30との間の隙間dは図4で矢印で示す振動方向にある。

【0023】したがって本制振装置10は、ハウジング11の内部空間12aに振動方向に隙間dを有して非接着で弾性体30が挿入されたダンパー（以下インパクトダンパーと称する）と弾性体30の内部に質量mの重錐20を埋設したダイナミックダンパーとが共存している。

【0024】主振動系とインパクトダンパーをモデル化した図を図5の(1)に示し、主振動系とダイナミックダンパーをモデル化した図を図5の(2)に示す。

【0025】図5の(1)を参照してインパクトダンパーにおいては、ステアリングホイール1と一体のハウジング11の振動に対して内部空間12aに隙間dを存して挿入された弾性体30がハウジング11に対して相対的に移動して内部空間12aの内周面に衝突する。

【0026】この弾性体30が内部空間12aの内周面に衝突する際の滑り摩擦及び衝突によるエネルギー損失に基づいて振動の減衰効果が得られる。図6は、本ステアリングホイール1の振動伝達特性を示している。

【0027】図6において破線①が制振装置を備えない場合の振動伝達特性を示しており、低周波領域から高周波領域に亘り多数の共振周波数において突出したピークが表れている。

【0028】1点鎖線②は、上記インパクトダンパーを備えた場合の振動伝達特性を示しており、破線①と比較すると、複数の共振周波数における突出したピークレベルが概ね低く抑えられている。

【0029】これは弾性体30の滑り摩擦及び衝突によるエネルギー損失に基づいて振動が減衰されるからで、比較的小さな質量mで複数の共振周波数における突出したピークレベル抑える効果が得られ、ステアリングホイール1の制振に適している。このように低周波領域から高周波領域に亘り多数の共振周波数においてピークレベルが抑えられるので、量産ばらつきを容易に低減することができる。

【0030】このインパクトダンパーは、ステアリングホイール1の左右方向や上下方向等のYZ平面のあらゆる方向（ステアリング軸に垂直な方向）の振動に対して、振動減衰効果を奏すことができる。

【0031】インパクトダンパーは、滑り摩擦及び衝突によるエネルギー損失に基づいて複数の共振ピークレベルを低減させるので、温度の影響を殆ど受けず温度によって制振効果が低下することがない。

【0032】なおインパクトダンパーは、図6に示すように特に高周波側において共振ピークレベルを大きく低減している。これは、インパクトダンパーが滑り摩擦及び衝突によるエネルギー損失に基づくので、ハウジング11の内周面への弾性体30の衝突速度が速い程振動減衰効果が大きく、よって特に振動周波数が高い共振領域において振動減衰効果が大きいからである。

【0033】これに比べ低周波の80Hzあたりの共振ピークレベルは低減されていない。そこで本制振装置10は、このインパクトダンパーに加えてダイナミックダンパーを備えている。

【0034】図5の(2)に示すように、質量mの重錐20がステアリングホイール1と一体のハウジング11とばね定数kの弾性体30を介して連結されてダイナミックダン

バーを構成している。

【0035】重錐20の質量mと弾性体30のばね定数kは、低周波領域の約80Hzにおいて特に振動減衰効果を得るように設定する。すなわち主振動系の固有振動数に副振動系の固有振動数が一致するように設定する。

【0036】すると図6を参照して前記インパクトダンパーにより得られた1点鎖線②で示された振動伝達特性において、80Hzあたりで特に突出して高い共振ピークレベルにあったものを実線③で示すように大幅に低減させている。その他の周波数については殆ど変わりなく1点鎖線②に示すのと同じ特性である。

【0037】このようにインパクトダンパーにより複数の共振に対して振動を減衰させたうえで、なお高い共振ピークレベルを示す周波数あるいはさらに一層の振動減衰を図りたい周波数についてダイナミックダンパーにより共振を低減させることができる。

【0038】本制振装置10は、重錐20を覆う弾性体30を2個ハウジング11の2つの内部空間12a, 12aにそれぞれ挿入する構造であり、重錐が1個のものと比較して重錐全体の質量が同じであっても、より振動を減衰するとともに重錐の配置のレイアウト及びハウジングの形状の自由度が高い。

【0039】図7に、ハウジングhの内部空間に弾性体d1, d2に覆われた重錐m1, m2を2個挿入した場合(図7(1))と、同じハウジングhの内部空間に弾性体d3に覆われた重錐m3を1個挿入した場合(図7(2))とを模式的に図示している。

【0040】両場合においてハウジングhに同じ矢印方向の振動が加えられ、図7に示すように重錐m1, m2, m3が動いたとすると、1個の重錐m3の場合(図7(2))は重錐m3が1個弾性体d3を介してハウジングhの内面に1箇所ないし2箇所で接するのに対して、2個の重錐m1, m2の場合(図7(1))は2個の重錐m1, m2が弾性体d1, d2を介してハウジングhの内面にそれぞれ1箇所ないし2箇所で接することになり、振動モードが異なり1個の重錐m3の場合に比べ振動の減衰効果が優れている。

【0041】弾性体が複数の重錐を覆うようにしても振動の減衰効果及び配置レイアウトの自由度を向上させることができる。さらに重錐を覆う弾性体がハウジングの内部空間に振動方向に隙間を存して非接着に挿入された制振装置が、複数ステアリングホイールに配設するようにしてもよい。

【0042】次に別の実施の形態に係る制振装置50についてその模式図を図8に示し説明する。円筒状のハウジング51ないに一对の弾性体52, 53と同弾性体52, 53に支持された重錐54が挿入されている。

【0043】ハウジング51内の一对の、ハウジング51の円筒内径より若干小さい外径の円柱状をなし、中心軸を

同軸にして配列した両弾性体52, 53の対向する面から延出した支持部52a, 53aの先端が中央の重錐54に焼き付けられ、重錐54が両側の弾性体52, 53により一体に固着支持されている。

【0044】重錐54は弾性体52, 53の外径よりさらに一段と小さい外径の円柱状をしており、弾性体52, 53と中心軸を同軸にしているので、ハウジング51内に挿入されると、重錐54はハウジング51に触れることがなく両側の弾性体52, 53に弾性支持される。

【0045】なお弾性支持された重錐54が弾性体52, 53に対して相対的に変位してもハウジング51に触れない程度にハウジング51の内面と重錐54との間に空間が確保されている。

【0046】この制振装置50は、円筒状のハウジング51の軸線をステアリング軸に平行にした姿勢でステアリングホイールに固定される。するとステアリングホイールのステアリング軸に垂直な振動方向が、図8に矢印で示す方向であり、ハウジング51の内部に対して同振動方向に隙間を有して非接着で弾性体52, 53が挿入されたインパクトダンパーを構成するとともに、重錐54が弾性体52, 53により弾性支持されたダイナミックダンパーを構成している。

【0047】したがってインパクトダンパーが複数の共振に対して振動減衰させ、減衰できなかった共振についてダイナミックダンパーが振動減衰させることで、低周波から高周波に亘る略全周波数領域における多数の共振ピークレベルを低下させることができ、量産ばらつきを低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施の形態に係る制振装置を取り付けたステアリングホイールの正面図である。

【図2】該制振装置の正面図である。

【図3】図2においてIII-III線に沿って切断した断面図である。

【図4】該制振装置をステアリングホイールに備えた構造の模式図である。

【図5】主振動系とダンパー構造をモデル化した図である。

【図6】振動伝達特性を示した図である。

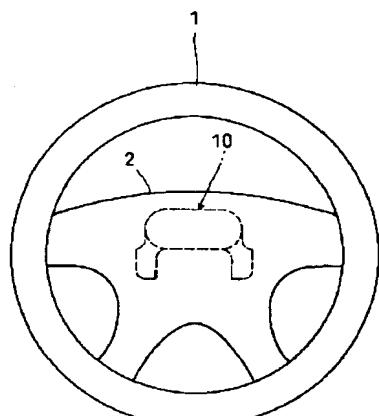
【図7】重錐の数による振動系の違いを説明するための模式図である。

【図8】別の実施の形態に係る制振装置の模式図である。

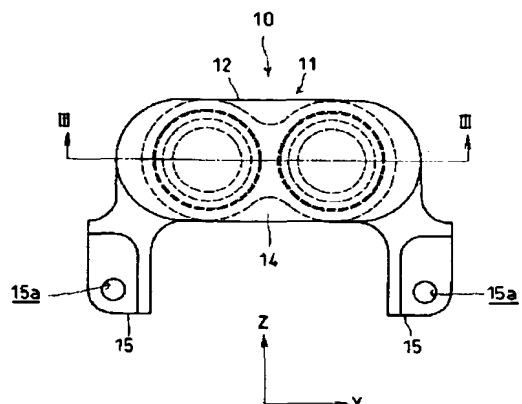
【符号の説明】

1…ステアリングホイール、2…ステアリングボスプレート、10…制振装置、11…ハウジング、12…筒体、13…底壁、14…蓋部材、15…プラケット、20…重錐、30…弾性体、50…制振装置、51…ハウジング、52, 53…弾性体、54…重錐。

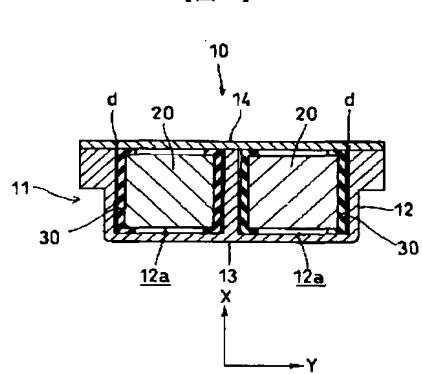
【図1】



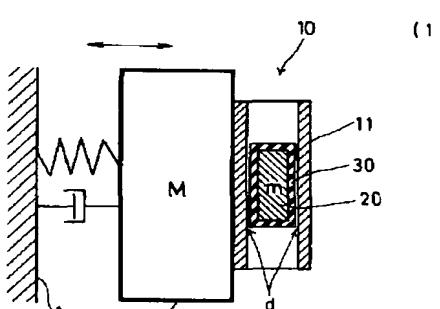
【図2】



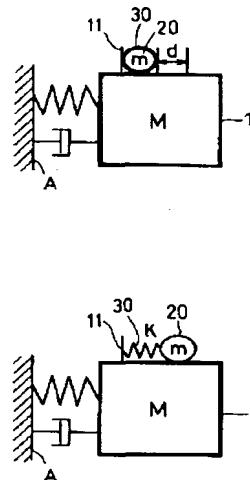
【図3】



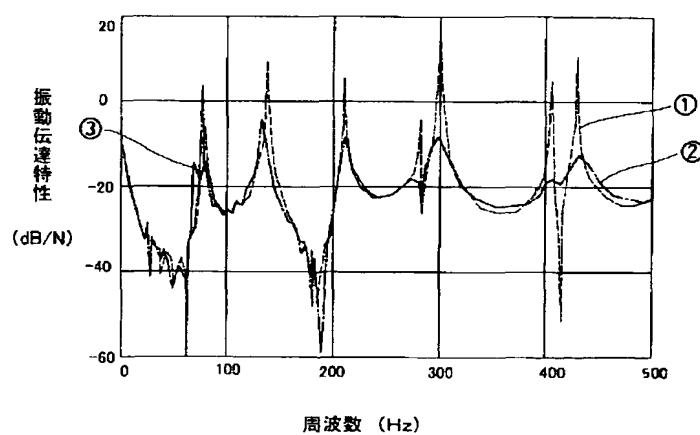
【図4】



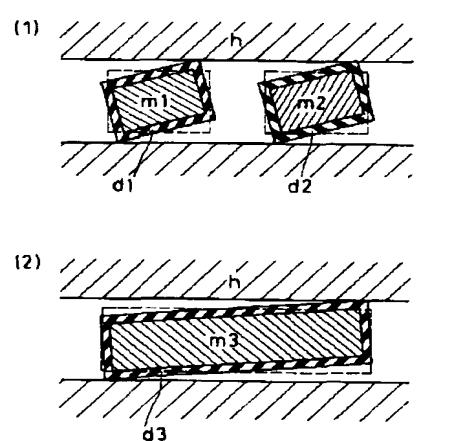
【図5】



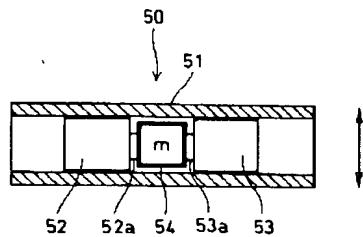
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 角南 圭一
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 仁禮 徹
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 見坐地 一人
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 加藤 錬太郎
愛知県小牧市東三丁目1番地 東海ゴム工
業株式会社内

(72)発明者 長谷川 浩一
愛知県小牧市東三丁目1番地 東海ゴム工
業株式会社内

Fターム(参考) 3D030 DB08
3J048 AA02 BA02 BF09 EA22

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The damping device of the steering wheel characterized by to consist of housing which is the barrel which has a building envelope and was formed from rigid material, and is fixed to a steering wheel by setting a steering shaft as the axis at abbreviation parallel, an elastic body which has a crevice in the aforementioned building envelope of this housing to the oscillating direction of the aforementioned housing, and were inserted in it by un-pasting up, and a weight which were supported by the aforementioned elastic body at one so that the aforementioned housing may not touch.

[Claim 2] The damping device of the steering wheel according to claim 1 characterized by preparing two or more aforementioned weights.

[Claim 3] The damping device of the steering wheel according to claim 1 characterized by preparing two or more elastic bodies which support the aforementioned weight to one.

[Claim 4] The damping device of a steering wheel given [one from the claim 1 characterized by forming a tuned damper with the aforementioned elastic body and the aforementioned weight to a claim 3 of] in a term.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention relates to the damping device which reduces the steering vibration at the time of a run and an idling.

[0002]

[Description of the Prior Art] As this kind of a damping device, the example (JP,8-127347,A) which applied the tuned damper to the steering wheel is known. This tends to reduce vibration of a steering wheel by the resonance system which uses a wrap rubber elasticity object as a spring for a weight and this weight.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since the spring constant of an elastic body and the oscillation frequency damped with the weight of a weight are specified to some extent, management of mass-production dispersion of this resonance frequency is not easy for a tuned damper.

[0004] Moreover, when it was reducing vibration of the steering wheel of vehicles sufficiently effectively, the weight of comparatively big mass was required and it was difficult to actually apply to a steering wheel.

[0005] this invention was made in view of this point, and the place made into the purpose is in the point of offering the damping device of the steering wheel which can reduce mass-production dispersion easily and can decrease steering vibration effectively with the weight of comparatively small mass.

[Means for Solving the Problem and its Function and Effect] Housing which is the barrel which this invention has a building envelope and was formed from rigid material, and is fixed to a steering wheel by setting a steering shaft as the axis at abbreviation parallel in order to attain the above-mentioned purpose. It considered as the damping device of the steering wheel which consisted of an elastic body which has a crevice in the aforementioned building envelope of this housing to the oscillating direction of the aforementioned housing, and was inserted in it by un-pasting up, and a weight supported by the aforementioned elastic body at one so that the aforementioned housing could not be touched.

[0006] According to the structure where housing is fixed to a steering wheel by setting a steering shaft as the axis of a barrel at abbreviation parallel, have a crevice to the oscillating direction of housing in the building envelope of this housing, and an elastic body is inserted by un-pasting up. Since an elastic body contacts the inside of housing to vibration of a direction perpendicular to the steering shaft of a steering wheel and attenuation nature is obtained based on sliding friction in that case, and the energy loss by collision, it vibrates also to two or more resonance from which frequency differs.

[0007] Therefore, while a strict setup of resonance frequency is unnecessary like a tuned damper and being able to reduce mass-production dispersion, it vibrates effectively with the weight of comparatively small mass.

[0008] Invention according to claim 2 is characterized by preparing two or more aforementioned weights in the damping device of a steering wheel according to claim 1.

[0009] Even if the mass of the whole weight has a the same weight as compared with one thing, while decreasing vibration more, the flexibility of the arrangement layout of a weight improves.

[0010] Invention according to claim 3 is characterized by preparing two or more elastic bodies which support the aforementioned weight to one in the damping device of a steering wheel according to claim 1.

[0011] Each of the elastic body which supports a weight to one is small, and the flexibility of an arrangement layout and the configuration of housing is high.

[0012] Invention according to claim 4 is characterized by forming a tuned damper with the aforementioned elastic body and the aforementioned weight in the damping device of a steering wheel given [one from a claim 1 to a claim 3 of] in a term.

[0013] It vibrates in general to two or more resonance from which frequency differs.

[0014]

[Embodiments of the Invention] The gestalt of the 1 operation which relates to this invention below is explained based on drawing 1 or drawing 6 . Drawing 1 is drawing which looked at the steering wheel 1 of vehicles from the transverse plane, and shows the arrangement state of this damping device 10 attached in the steering wheel 1.

[0015] The housing 11 which made the long abbreviation ellipse right and left by the front view of a damping device 10 in the center of abbreviation of a steering wheel 1 is being fixed to the steering boss plate 2. In drawing 1 , a steering wheel 1 is seen at the front, and in the state of rectilinear propagation, let a longitudinal direction into Y shaft orientations, and let Z shaft orientations and a direction (steering shaft orientations) perpendicular to space be X shaft orientations for the vertical direction.

[0016] A damping device 10 is shown in drawing 2 and drawing 3 . The barrel 12 which carried out the shape of an abbreviation ellipse by front view which housing 11 was formed by rigid material, and makes an axis parallel, allots it to right and left (Y shaft orientations), and joined two cylinders. It consists of a bottom wall 13 which plugs up one opening of the pillar-like building envelopes 12a and 12a of two right and left of a barrel 12 to one, and plate-like covering device material 14 which is put on the other-end side of a barrel and blockades opening of another side of the pillar-like building envelopes 12a and 12a.

[0017] From the right-and-left edge corner of the barrel 12 of housing 11, the brackets 15 and 15 of a right-and-left couple are carrying out the said direction (Z shaft orientations) extension, and the mounting holes 15a and 15a for fixing with a bolt to each brackets 15 and 15 at the steering boss plate 2 are drilled.

[0018] That to which the elastic body 30 covered the weight 20 which is a pillar object is inserted in the pillar-like building envelopes 12a and 12a of two right and left of this housing 11, respectively. The elastic body 30 has covered the peripheral face and ends side of a weight 20 of a pillar object except for central [a part of], and weight 20 the very thing does not touch a barrel 12 directly. Crevice d is formed between the inner skin of pillar-like building envelope 12a, and the peripheral face of an elastic body 30.

[0019] Although a weight 20 is a product made of steel, what have not only steel but density high as a material various can be considered. The elastic body 30 may have the shape of toothing, although it is formed from the elastic foam which made rubber, a resin, or this the principal component, high-specific-gravity rubber etc. is suitable and the front face has a smooth flat surface or a smooth curved surface.

[0020] This damping device 10 is attached in a steering wheel 1 with the posture shown in drawing 1. The elastic body 30 inserted in two pillar-like building envelopes 12a and 12a of the housing 11 fixed to the steering boss plate 2 has Crevice d in a direction parallel to YZ flat surface, i.e., the oscillating direction perpendicular to a steering shaft (X-axis).

[0021] The ** type view of the above steering wheel 1 and the structure of the vibration system of a damping device 10 is shown in drawing 4. the sources of vibration A, such as a body frame, — oscillating transfer — in the principal-vibration system in which the steering wheel 1 which is a member is attached, this damping device 10 is formed in the steering wheel 1 as a seiche system

[0022] The housing 11 of a seiche system fixes to the steering wheel 1 (mass M) of a principal-vibration system at one, and the crevice d between the wrap elastic bodies 30 has it in the oscillating direction shown by the arrow by drawing 4 in housing 11 and a weight 20 (mass m) in a seiche system.

[0023] Therefore, the damper (an impact damper is called below) with which this damping device 10 has Crevice d in the oscillating direction in building envelope 12a of housing 11, and the elastic body 30 was inserted by un-pasting up, and the tuned damper which laid the weight 20 of mass m under the interior of an elastic body 30 live together.

[0024] Drawing which modeled the principal-vibration system and the impact damper is shown in (1) of drawing 5, and drawing which modeled the principal-vibration system and the tuned damper is shown in (2) of drawing 5.

[0025] With reference to (1) of drawing 5, the elastic body 30 inserted by consisting moves Crevice d to building envelope 12a relatively to housing 11 in an impact damper to vibration of the housing 11 of a steering wheel 1 and one, and it collides with the inner skin of building envelope 12a.

[0026] The damping effect of vibration is acquired based on sliding friction at the time of this elastic body 30 colliding with the inner skin of building envelope 12a, and the energy loss by collision. Drawing 6 shows the oscillating transfer characteristics of this steering wheel 1.

[0027] Oscillating transfer characteristics in case dashed line ** is not equipped with a damping device in drawing 6 are shown, and the peak which covered the RF field and was projected in much resonance frequency from the low frequency field appears.

[0028] Dashed-line ** shows the oscillating transfer characteristics at the time of having the above-mentioned impact damper, and the projected peak level in two or more resonance frequency is stopped in general low as compared with dashed line **.

[0029] This is because vibration declines based on sliding friction of an elastic body 30, and the energy loss by collision, and projected peak-level prevention ***** in two or more resonance frequency with the comparatively small mass m is obtained, and it is suitable for damping of a steering wheel 1. Thus, since a RF field is covered and a peak level is stopped in much resonance frequency from a low frequency field, mass-production dispersion can be reduced easily.

[0030] This impact damper can do the periodic-damping effect so to vibration of all the directions of YZ flat surfaces, such as a longitudinal direction of a steering wheel 1, and the vertical direction, (direction perpendicular to a steering shaft).

[0031] Since an impact damper reduces two or more resonance peak levels based on sliding friction and the energy loss by collision, temperature effects are hardly received and the damping effect does not fall with temperature.

[0032] In addition, especially the impact damper is reducing the resonance peak level greatly to the RF side, as shown in drawing 6. This vibrates, so that the collision speed of the elastic body 30 to the inner skin of housing 11 is quick, since an impact damper is based on sliding friction and the energy loss by collision.

[0033] Compared with this, the resonance peak level per 80Hz of low frequency is not reduced. Then, in addition to this impact damper, this damping device 10 is equipped with the tuned damper.

[0034] As shown in (2) of drawing 5, the weight 20 of mass m is connected through a steering wheel 1, the housing 11 of one, and the elastic body 30 of spring constant k, and the tuned damper is constituted.

[0035] Especially spring constant k of the mass m of a weight 20 and an elastic body 30 vibrates in about 80Hz of a low frequency field. That is, it sets up so that the resonant frequency of a seiche system may be in agreement with the resonant frequency of a principal-vibration system.

[0036] Then, in the oscillating transfer characteristics shown by dashed-line ** obtained by the aforementioned impact damper with reference to drawing 6, what projected especially by per 80Hz and suited the high resonance peak level is sharply reduced, as solid line ** shows. It is the same property as being shown in dashed-line ** almost without a change about other frequency.

[0037] Thus, resonance can be reduced by the tuned damper about the frequency which wants to plan the frequency or still much more periodic damping which shows a still higher resonance peak level after attenuating vibration to two or more resonance with an impact damper.

[0038] This damping device 10 is structure which inserts the wrap elastic body 30 in two building envelopes 12a and 12a of the two-piece housing 11 for a weight 20, respectively, and its flexibility of the layout of arrangement of a weight and the configuration of housing is high while it decreases vibration more, even if the mass of the whole weight has a the same weight as compared with one thing.

[0039] The case (drawing 7 (1)) where two weights m1 and m2 covered by drawing 7 in the building envelope of Housing h at elastic bodies d1 and d2 are inserted, and the case (drawing 7 (2)) where one weight m3 covered by the building envelope of the

same housing h at the elastic body d3 is inserted are illustrated typically.

[0040] As vibration of the same direction of an arrow as Housing h is added in both **** and it is shown in drawing 7, supposing weights m1, m2, and m3 move As opposed to a weight m3 touching the inside of Housing h by one place or two places through the one-piece elastic body d3 in the case of one weight m3 (drawing 7 (2)) In the case of two weights m1 and m2 (drawing 7 (1)), two weights m1 and m2 will touch the inside of Housing h by one place or two places through elastic bodies d1 and d2, respectively, the oscillation modes differ and the damping effect of vibration is excellent compared with the case where it is one weight m3.

[0041] An elastic body can raise the damping effect of the vibration by two or more weights as for a method of a wrap, and the flexibility of an arrangement layout. You may make it the damping device which the wrap elastic body consisted the weight in the building envelope of housing, furthermore consisted the crevice in the oscillating direction, and was inserted in un-pasting up arrange in two or more steering wheels.

[0042] Next, the ** type view is shown and explained to drawing 8 about the damping device 50 concerning the gestalt of another operation. there is no cylinder-like housing 51 — the weight 54 which was alike and was supported by the elastic bodies 52 and 53 and these elastic bodies 52 and 53 of a couple is inserted

[0043] The nose of cam of the supporters 52a and 53a which extended from the field where both the elastic bodies 52 and 53 that made nothing the shape of a pillar of an outer diameter [a little] smaller than the cylinder bore of housing 51 of the couple in housing 51, made the medial axis the same axle, and were arranged counter is printed on the central weight 54, and fixing support of the weight 54 is carried out by the elastic bodies 52 and 53 of both sides at one.

[0044] Since the weight 54 is carrying out the shape of a pillar of an outer diameter further smaller than the outer diameter of elastic bodies 52 and 53 and elastic bodies 52 and 53 and the medial axis are made into the same axle, if inserted into housing 51, a weight 54 will not touch housing 51 and an elastic support will be carried out to the elastic bodies 52 and 53 of both sides.

[0045] In addition, space is secured to the grade which cannot touch housing 51 even if the weight 54 by which the elastic support was carried out displaces relatively to elastic bodies 52 and 53 between the inside of housing 51, and the weight 54.

[0046] This damping device 50 is fixed to a steering wheel with the posture which set the steering shaft as the axis of the cylinder-like housing 51 to parallel. Then, the oscillating direction perpendicular to the steering shaft of a steering wheel is a direction shown in drawing 8 by the arrow, and while constituting the impact damper with which it has a crevice in this oscillating direction to the interior of housing 51, and elastic bodies 52 and 53 were inserted by un-pasting up, the weight 54 constitutes the tuned damper in which the elastic support was carried out by elastic bodies 52 and 53.

[0047] Therefore, an impact damper carries out periodic damping to two or more resonance, the resonance peak level of a large number in the abbreviation perimeter wave number field ranging from the low frequency to a RF can be reduced, and mass-production dispersion can be reduced because a tuned damper carries out periodic damping about the resonance which has not been decreased.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the front view of the steering wheel furnished with the damping device concerning the gestalt of 1 operation of this invention.

[Drawing 2] It is the front view of this damping device.

[Drawing 3] It is the cross section cut along with the III-III line in Drawing 2.

[Drawing 4] It is the ** type view of the structure which equipped the steering wheel with this damping device.

[Drawing 5] It is drawing which modeled a principal-vibration system and damper structure.

[Drawing 6] It is drawing having shown oscillating transfer characteristics.

[Drawing 7] It is a ** type view for explaining the difference in the vibration system by the number of weights.

[Drawing 8] It is the ** type view of the damping device concerning the gestalt of another operation.

[Description of Notations]

1 [— A damping device, 11 / — Housing, 12 / — A barrel, 13 / — A bottom wall, 14 / — Covering device material, 15 / — A bracket, 20 / — A weight, 30 / — An elastic body, 50 / — A damping device, 51 / — 52 Housing, 53 / — An elastic body, 54 / — Weight.] — A steering wheel, 2 — A steering boss plate, 10

[Translation done.]

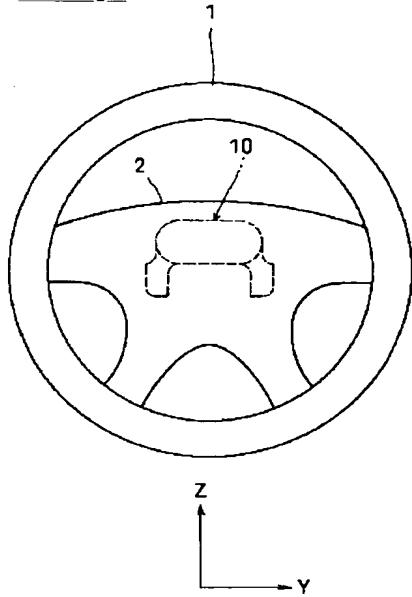
* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

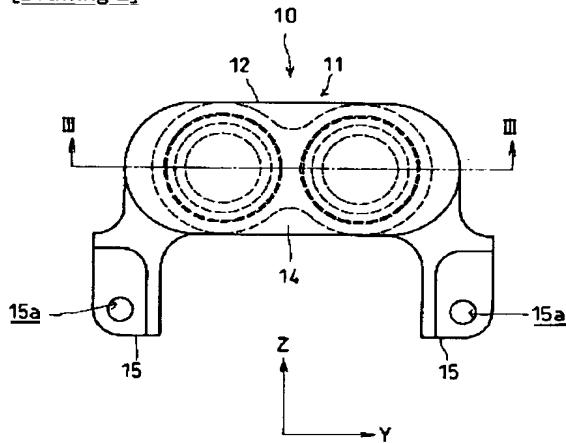
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

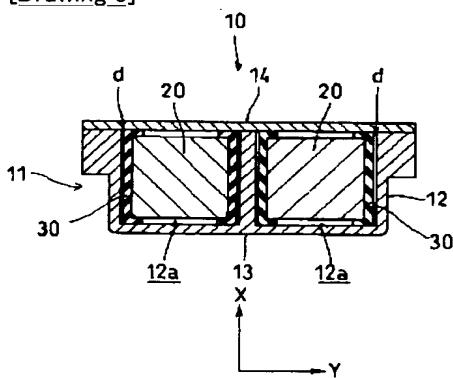
[Drawing 1]



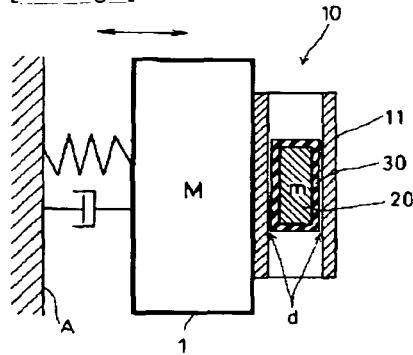
[Drawing 2]



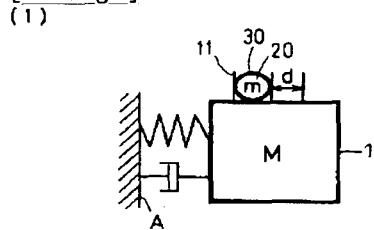
[Drawing 3]



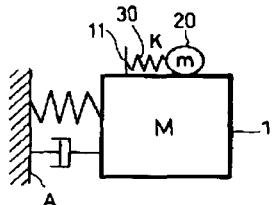
[Drawing 4]



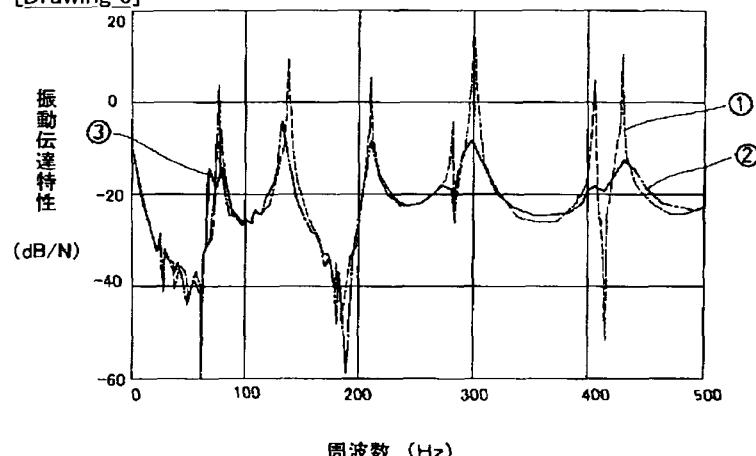
[Drawing 5]



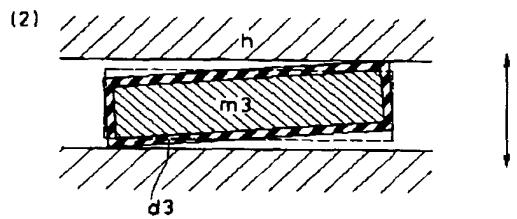
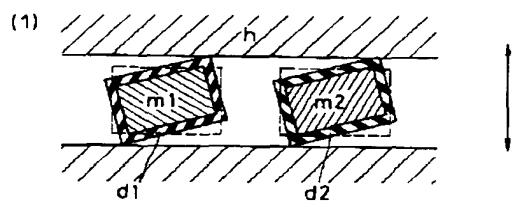
(2)



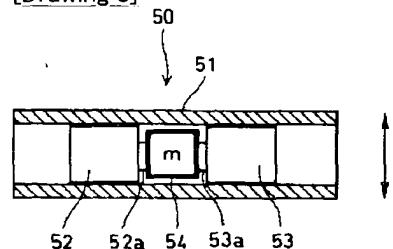
[Drawing 6]



[Drawing 7]



[Drawing 8]



[Translation done.]